1. TEMA PROIECTULUI

Să se proiecteze sistemul mecanic de transmitere pentru obţinerea mişcării de translaţie pe orizontală a unei piese, cu viteza v_x, din structura unei maşini-unelte cu comandă numerică.

Se cunosc: forţa axială F, cursa de lucru l_c şi greutatea G a piesei transportate.

1.1. Schema constructivă

Schema de principiu a transmisiei mecanice este reprezentată în figura 1.1 şi are următoarele ***elemente constructive***: *1* – electromotor, *2* – roată de curea conducătoare, *3* – curea dinţată, *4* – roată de curea condusă, *5* – rulment radial–axial cu două rânduri de bile, *6* – şurub de mişcare cu bile, *7* – piuliţe cu bile, *8* – rulment radial cu bile, *9* – sistem de ghidare cilindric cu alunecare, *10* – glisieră, *11* – piesa de lucru.

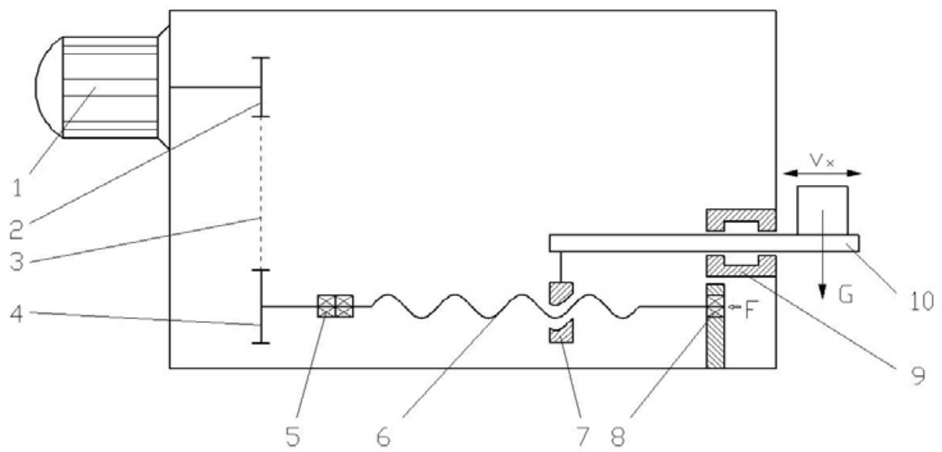


Fig. 1.1 *Schema cinematică a transmisiei*

1.2. Date de proiectare

În vederea proiectării sistemului de transmitere propus ca temă sunt necesare cunoașterea următoarelor ***date inițiale***:

– *viteza de deplasare a piesei*	v_x	[m/min]
– *forţa axială din şurubul cu bile*	F	[N]
– *cursa de lucru*	l_c	[mm]
– *greutatea piesei transportate*	G_p	[N]

1.3. Etapele proiectului

Desfășurarea calculului de proiectare pentru dimensionarea și verificarea elementelor mecanice componente ale sistemului de transmitere și transformare a mișcării se realizează în următoarea ordine:

– *alegerea acționării*: urmărește stabilirea parametrilor necesari (puterea și turația) pe care trebuie să îi asigure electromotorul utilizat pentru acționare în vederea obținerii parametrilor impuși la ieșirea din lanțul cinematic și alegerea tipului constructiv de motor cu dimensiuni de gabarit indicate în catalog de firmele producătoare;

– *proiectarea sistemului de transmitere prin curea dințată* are drept scop dimensionarea transmisiei cu element intermediar flexibil (curea dințată cu dimensiuni standard) și construcția roților de curea;

– *proiectarea sistemului de transmitere șurub–piuliță cu bile* constă în stabilirea geometriei cuplei elicoidale cu frecare de rostogolire din condiții de rezistență a transmisiei (flambaj, presiune de contact între căile de rulare și corpurile de rostogolire) cu asigurarea condițiilor de funcționare, construcția și montarea piulițelor cu pretensionare, calculul rezemării șurubului cu bile finalizat cu alegerea rulmenților;

– *proiectarea sistemului de ghidare cilindric cu alunecare* pornește de la stabilirea regimului de ungere și alegerea materialelor, calculul de dimensionare și verificarea ghidajului (la presiune de contact și a condiției de blocare).

2. ALEGEREA ACŢIONĂRII

Deoarece pentru acţionarea transmisiilor mecanice sunt utilizate numai motoarele electrice, se recomandă utilizarea unui ***motor de curent alternativ asincron trifazat cu rotorul în scurtcircuit***, de uz general, având parametrii de funcţionare impuşi (cupluri de pornire mărite, alunecare mărită). Principalele forme constructive de motoare asincrone trifazate de tip ASU, ASI sunt prezentate în figura 2.1.

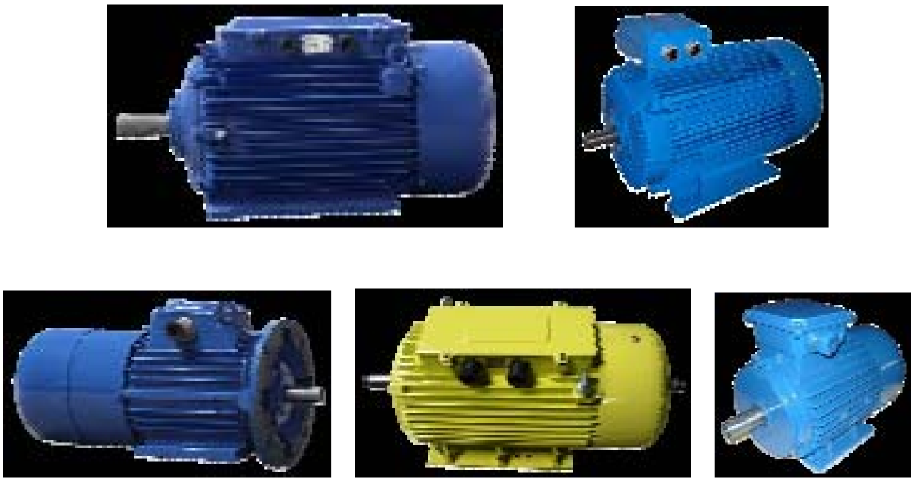


Fig. 2.1 *Tipuri constructive de motoare asincrone trifazate*

Simbolizarea seriei unitare de motoare asincrone trifazate închise autoventilate de uz general tip ASU se face printr-un grup de litere urmat de un grup de cifre şi o literă majusculă – o cifră – ca în exemplul următor:

ASU 250 M - 4 cu următoarele semnificaţii:

A	– motor asincron trifazat
S	– rotor în scurtcircuit
U (I)	– construcţie închisă (capsulată)
250	– înălţimea până la axul rotorului, în mm
M	– gabaritul de care aparţine motorul (*mediu*) mai poate fi: S (scurt) sau L (lung),
4	– numărul perechilor de poli $2p = 4$, mai poate fi: $2p = 2 ; 6 ; 8$.

Simbolul carcasei şi caracteristicile motorului:
– puterea nominală *P* [kW],
– turaţia rotorului n_i [rot/min],
– principalele mărime electrice: curentul nominal, randamentul, cos φ, raportul curent pornire/curent nominal,
– raportul moment de pornire/moment nominal,
– raportul moment maxim/moment nominal
– masa
sunt indicate și se aleg din **catalog** pentru fiecare din cele patru turaţii de sincronism: n_s = ***3000*** rot/min, ***1500*** rot/min, ***1000*** rot/min, respectiv ***750*** rot/min (tabelele A1.1... A1.4 din ***ANEXA A1*** *Performanțe ale motoarelor asincrone trifazate cu rotorul în scurt circuit*).

Reprezentarea celor două *variante de fixare a electromotorului* pe carcasa maşinii–unelte este schematizată în figurile A2.1 și A2.2, iar *dimensiunile de gabarit* indicate în **catalog** pentru seriile unitare de construcţie cu tălpi, respectiv construcţie flanşată sunt indicate în tabelele A2.1 şi A2.2 din ***ANEXA 2***.

Alegerea electomotorului se face în funcţie de două mărimi: puterea *P* şi turaţia n_s stabilite din condiţiile de funcţionare ale sistemului de transmitere pe care îl acţionează, parcurgând trei etape de calcul.

2.1. Stabilirea puterii electromotorului

Determinarea puterii *P* a motorului electric se face pe baza puterii necesare pentru acţionare, pornind de la puterea de ieşire P_e şi randamentul global η al sistemului de transmitere cu relaţia:

$$P_{nec} = \frac{P_e}{\eta} \qquad [\text{kW}] \qquad (2.1)$$

Puterea P_e *la ieşire*a din sistemul mecanic de transmitere ce trebuie proiectat se determină cu relaţia:

$$P_e = \frac{L_u}{t} = \frac{F \cdot l_c}{t} = F \cdot v_x \qquad [\text{kW}] \tag{2.2}$$

Observaţie: Valoarea corectă a puterii P_e se stabileşte folosind transformările unităţilor de măsură.

Pentru datele iniţiale cu unităţile de măsură indicate la punctul anterior rezultă:

$$P_e = \frac{F \cdot v_x}{60} \cdot 10^{-3} \qquad [\text{kW}] \tag{2.3}$$

Randamentul global se calculează pe baza randamentelor parţiale ale componentelor transmisiei mecanice cu relaţia:

$$\eta = \eta_{STCD} \cdot \eta_{SSR}{}^{n} \cdot \eta_{STSPB} \cdot \eta_{SG} \tag{2.4}$$

în care:

η_{STCD} – randamentul sistemului de transmitere prin curele dinţate,

η_{SSR} – randamentul sistemului de susţinere (perechile *n* de lagăre cu rulmenţi pentru rezemare) a şurubului cu bile,

η_{STSPB} – randamentul sistemului de transmitere şurub-piuliţă cu bile,

η_{SG} – randamentul sistemului de ghidare.

Valorile recomandate pentru *randamentele parţiale* sunt:

η_{STCD} = ***0,95 ... 0,98***; η_{SSR} = ***0,99 … 0,995***;

η_{STSPB} = ***0,9 ... 0,95***; η_{SG} = ***0,8 ... 0,9***.

Puterea nominală P a electromotorului se alege ca valoarea standardizată superioară valorii P_{nec} calculată ($P \geq P_{nec}$).

2.2. Stabilirea turaţiei electromotorului n_s

Turaţia de sincronism se stabileşte pentru una din variantele de motor electric care asigură optimizarea transmisiei mecanice, prin completarea tabelului 2.1.

Turaţia de intrare n_i este turaţia obţinută la rotorul motorului electric, mai mică decât turaţia de sincronism datorită pierderilor interne (se alege din tabelele din ***ANEXA 1*** – pentru fiecare variantă n_s după numărul perechilor de poli $2p$ – corespunzătoare puterii nominale P stabilită anterior).

Din schema cinamatică, *raportul de transmitere* pentru cureaua dinţată este dat de relaţia:

$$i_{STCD} = \frac{n_i}{n_{SB}} \tag{2.5}$$

şi se adoptă o valoare într-un domeniu recomandat: i_{STCD} ***= 1,5 ... 3***.

Din relaţia anterioară se determină, pentru fiecare variantă de motor, *turaţia şurubului cu bile*:

$$n_{SB} = \frac{n_i}{i_{STCD}} \qquad \text{[rot/min]} \tag{2.6}$$

Ştiind că transmisia şurub-piuliţă trebuie să transforme mişcarea de rotaţie a şurubului cu bile de la turaţia n_{SB} în translaţia piuliţei realizată cu viteza v_x, se pot scrie următoarele relaţii fizice:

piuliţa avansează cu valoarea pasului p .... 1 rotaţie a SB
piuliţa realizează lungimea cursei l_c .... X rotaţii ale SB

din care rezultă *numărul de rotaţii ale şurubului* pentru obţinerea cursei de lucru cu relaţia:

$$X = \frac{l_c}{p} \tag{2.7}$$

Astfel turaţia şurubului cu bile se scrie:

$$n_{SB} = \frac{X}{t} = \frac{l_c}{p \cdot t} = \frac{v_x}{p} \qquad \text{[rot/min]} \tag{2.8}$$

din care se calculează *pasul şurubului cu bile*:

$$p_{SB} = \frac{v_x}{n_{SB}} \qquad \text{[mm]} \tag{2.9}$$

Observaţie: În relaţia de mai sus nu s-a ţinut seama de unităţile de masură ale mărimilor mecanice.

Pentru datele iniţiale adoptate relaţia de calcul se multiplică astfel:

$$p_{SB} = \frac{v_x}{n_{SB}} \cdot 10^3 \qquad \text{[mm]} \qquad (2.10)$$

Geometria sistemului de transmitere şurub-piuliţă cu bile arată ca în figura din ***ANEXA 3***, fiind caracterizată de următorii parametri:

d_0 – diametrul de dispunere a bilelor pe căile de rulare între şurub şi piuliţă,

p – pasul filetului de mişcare,

r – raza bilei,

R – raza căilor de rulare,

r_3, r_4 – raze de racordare,

d_s – diametrul punctului de contact cu şurubul,

d_2 – diametrul exterior al şurubului,

d_p – diametrul punctului de contact cu piuliţa,

D_1 – diametrul interior al piuliţei,

c – distanţa între centrul bilei şi centrul razei de racordare a căilor de rulare.

Dimensiunile tipizate ale unei transmisii şurub-piuliţă cu bile sunt indicate în tabelul din ***ANEXA 3*** din care se alege construcţia cu valoarea cea mai apropiată a pasului p faţă de cea calculată p_{SB} notând valorile corespunzătoare pentru parametrii d_0 și *r*.

Raportul de transfer al sistemului de transmitere şurub-piuliţă cu bile se determină cu relaţia:

$$i_{STSPB} = \frac{v_{SB}}{v_P} = \frac{\pi \cdot d_0 \cdot n_{SB}}{v_x} = \frac{\pi \cdot d_0}{p} \qquad (2.11)$$

Din analogia deplasării piuliţei pe filetul şurubului cu mişcarea pe plan înclinat se scrie:

$$tg\alpha_0 = \frac{p}{\pi \cdot d_0} = \frac{1}{i_{STSPB}} \tag{2.12}$$

iar *unghiul de înfăşurare a spirei filetului* se determină cu relaţia:

$$\alpha_0 = arctg\left(\frac{p}{\pi \cdot d_0}\right) \quad [deg] \tag{2.13}$$

Folosind relaţia simplificată a randamentului pentru transmisia şurub-piuliţă având şurubul ca element conducător:

$$\eta_{STSPB} = \frac{tg\alpha_0}{tg(\alpha_0 + \varphi_r)} \tag{2.14}$$

rezultă:

$$tg(\alpha_0 + \varphi_r) = \frac{tg\alpha_0}{\eta_{STSPB}} \tag{2.15}$$

din care se determină valoarea argumentului:

$$\alpha_0 + \varphi_r = arctg\left(\frac{tg\alpha_0}{\eta_{STSPB}}\right) \quad [deg] \tag{2.16}$$

Unghiul de frecare de rostogolire între spirele filetului φ_r rezultă ca diferenţă din relaţiile (2.16) şi (2.13):

$$\varphi_r = arctg\left(\frac{tg\alpha_0}{\eta_{STSPB}}\right) - \alpha_0 \quad [deg] \tag{2.17}$$

Se ştie că acest unghi de frecare apare la transmiterea mişcării între flancurile şurubului şi piuliţei fiind definit de relaţia:

$$\varphi_r^* = arctg\left(\frac{f}{r \cdot \sin\theta}\right) \tag{2.18}$$

în care:

f – coeficientul de frecare între corpurile de rostogolire şi căile de rulare (cu valori între ***0,008 … 0,01***),

θ – unghiul de contact (cu valoarea ***45⁰***).

2.3. Alegerea electromotorului

Calculul parametrilor necesari realizării transmisiei mecanice cu acționare electrică este sintetizat prin completarea tabelului 2.1

Tabelul 2.1 *Elemente de calcul a parametrilor transmisiei mecanice*

Nr. crt.	Mărimea	U.M.	Relația Tabelul	Valori							
1.	n_s	rot/min	Anexa 1	**750**		**1000**		**1500**		**3000**	
2.	n_i	rot/min									
3.	i_{STCD}	–	dat								
4.	n_{SB}	rot/min	rel. (2.6)								
5.	p_{SB}	mm	rel.(2.9)								
6.	p	mm	Anexa 3								
7.	d_0	mm									
8.	r	mm									
9.	i_{STSPB}	–	rel.(2.11)								
10.	$tg\alpha_0$	–	rel.(2.12)								
11.	α_0	grade	rel.(2.13)								
12.	$tg(\alpha_0 + \varphi_r)$	–	rel.(2.15)								
13.	$\alpha_0 + \varphi_r$	grade	rel.(2.16)								
14.	φ_r	grade	rel.(2.17)								
15.	φ_r^*	grade	rel.(2.18)								

Alegerea variantei optime de acţionare se face după valorile cele mai apropiate ale parametrului φ_r. calculate cu relaţiile (2.17) şi (2.18). Electromotorul de acţionare va avea turaţia de intrare, respectiv turaţia de sincronism pe coloana pe care cele două valori sunt cele mai apropiate.

Alegerea motorului constă în stabilirea simbolului standard al carcasei acestuia funcție de valoarea turației de sincronism n_s și cea de intrare n_i corelate cu puterea nominală P de transmis.